

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 02-221731

(43)Date of publication of application : 04.09.1990

(51)Int.Cl.

F16F 15/12

F16F 15/10

F16F 15/14

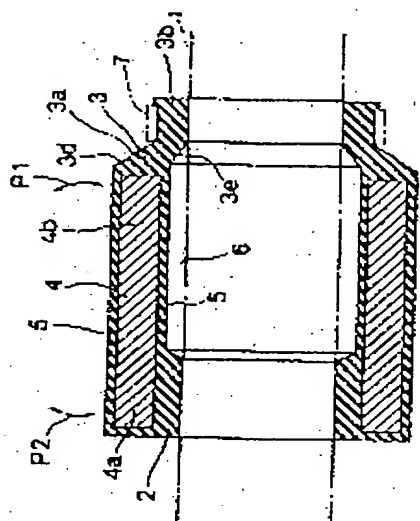
(21)Application number : 01-044038

(71)Applicant : TOKAI RUBBER IND LTD

(22)Date of filing : 23.02.1989

(72)Inventor : HAMADA SANEAKI

(54) DYNAMIC DAMPER



(57)Abstract:

PURPOSE: To take a damping effect in a yet wider frequency range by making a ratio between a spring constant of an elastic leg part on one side and a support mass supporting the elastic leg part different from that of a spring constant of an elastic leg part on the other.

CONSTITUTION: A spring constant of a spring part 3a of an elastic leg part 3 is set to be smaller than that of an elastic leg part 2. Thus, when frequency of a turning shaft 1 is gradually increasing, a size of the elastic leg part 2 large in the spring constant is not almost resonated because of high in characteristic frequency, resonating the side of a part 4b of a mass body 4 in an arrow P1 direction via the spring part 3a of the elastic leg part being small in the spring constant and low in the characteristic frequency.

When the frequency is increased, the side of a part 4a of the mass body 4 resonates in an arrow P2 direction with the elastic leg part 3 as the almost fulcrum via

the elastic leg part 2 being large in the spring constant and high in the characteristic frequency. With this constitution, a frequency area of a dynamic damper for securing a damping effect can be made wider than ever before.

LEGAL STATUS

⑬ 日本国特許庁(JP)

⑭ 特許出願公開

⑯ 公開特許公報(A)

平2-221731

⑮ Int. Cl.

F 16 F 15/12
15/10
15/14

識別記号

E

庁内整理番号

7053-3 J
7053-3 J
7053-3 J

⑰ 公開 平成2年(1990)9月4日

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全6頁)

⑱ 発明の名称 ダイナミックダンパ

⑲ 特 願 平1-44038

⑳ 出 願 平1(1989)2月23日

㉑ 発 明 者 浜 田 真 彰

愛知県小牧市大字北外山字哥津3600 東海ゴム工業株式会
社内

㉒ 出 願 人 東海ゴム工業株式会社

愛知県小牧市大字北外山字哥津3600

㉓ 代 理 人 弁理士 大 川 宏

明 細 書

1. 発明の名称

ダイナミックダンパ

2. 特許請求の範囲

(1) 回転軸の外周径よりも大きい内周径をもち、前記回転軸の外周側に配置される筒状の質量体と、前記回転軸の軸方向に所定の間隔を隔てて設けられ前記質量体を前記回転軸に弾性支持する2個の弾性脚部とで構成され、

一方の弾性脚部のバネ定数と一方の弾性脚部で支持する支持質量との比率を、他方の弾性脚部のバネ定数と他方の弾性脚部で支持する支持質量との比率と異ならせたことを特徴とするダイナミックダンパ。

3. 発明の詳細な説明

〔産業上の利用分野〕

本発明は回転軸の有害振動を抑制するダイナミックダンパに関する。このダイナミックダンパは、例えば、自動車のドライブシャフト、プロペラシャフト等の有害振動を抑制するために用いること

ができる。

〔従来の技術〕

従来より、例えば自動車のドライブシャフトでは、常用範囲における有害振動を抑制するためにダイナミックダンパが用いられている。ダイナミックダンパは、ドライブシャフトの外周径よりも大きい内周径をもちドライブシャフトの外周側に配置された筒状の質量体と、質量体をドライブシャフトに弾性支持した弾性脚部とで構成されている。

このようなダイナミックダンパを取付けたドライブシャフトでは、特定の振動数域の振動に対する吸振効果により、常用範囲におけるドライブシャフトの有害振動を抑制できる。

ここで、ダイナミックダンパの共振点は、基本的には、質量体の振動方向に対する弾性脚部のバネ定数と、質量体の質量とで定まり、その固有振動数は、バネ定数が小さな程また質量が大きい程、小さいものである。

〔発明が解決しようとする課題〕

ところで上記したダイナミックダンパでは、ある振動数範囲ではドライブシャフトの有害振動を防止できるものの、ドライブシャフトの振動数がその振動数範囲からずれると、ダイナミックダンパによる制振効果が減少する。

本発明は上記した実情に鑑みなされたものであり、その目的は、より広い振動数範囲において制振効果を要するダイナミックダンパを提供することにある。

〔課題を解決するための手段〕

本発明のダイナミックダンパは、回転軸の外周径よりも大きい内周径をもち回転軸の外周側に配置される筒状の質量体と、回転軸の軸方向に所定の間隔を隔てて設けられ質量体を回転軸に弾性支持する2個の弾性脚部とで構成され、一方の弾性脚部のバネ定数と一方の弾性脚部で支持する支持質量との比率を、他方の弾性脚部のバネ定数と他方の弾性脚部で支持する支持質量との比率と異ならせたことを特徴とするものである。

この場合、弾性脚部は、質量体をバネ柱をもつ

ることにしてもよい。質量体の振動方向に対して圧縮・引張方向で弾性支持する場合には、上記したバネ定数は圧縮・引張バネ定数で基本的には定まる。また、質量体の振動方向に対してせん断方向で質量体を弾性支持する場合には、上記したバネ定数はせん断バネ定数で基本的には定まる。尚、せん断バネ定数は、その形状によって異なるがその値は圧縮・引張バネ定数に比べて、一般的には、数分の1から数百分の1とかなり小さい値となっている。

なお、弾性脚部を回転軸に固定するにあたっては、弾性脚部を回転軸に接着手段で直接固定してもよく、あるいは、バンド等で締めて固定してもよい。

〔実施例〕

以下、本発明のダイナミックダンパの第1実施例について第1図および第2図を参照して説明する。このダイナミックダンパは、ゴム製の2個の弾性脚部2、3と、弾性脚部2、3で弾性支持された金属製の1個の質量体4とで構成されている。

て弾性支持するバネ部と、バネ部に建設され回転軸に固定される固定部とで形成できる。

上記した比率を異ならせるには、例えば、各弾性脚部のバネ定数をそれぞれ異ならせたり、あるいは、質量体の肉厚を部分的に異ならせたり、あるいは、質量体の材質を部分的に異なる等して質量体の質量を部分的に異ならせて行なうことができる。

各弾性脚部のバネ定数を異ならせるには、例えば、各弾性脚部の材質を硬軟に変更したり、各弾性脚部の断面積や断面形状を変更したり、各弾性脚部の長さを変更したりして行なうことができる。なお、一般的に、弾性脚部の材質はゴム、樹脂とすることができ、質量体の材質は鉄鋼、ステンレス鋼等の金属、アルミナ等のセラミックスとすることができ。

弾性脚部で質量体を弾性支持するにあたっては、質量体の振動方向に対して圧縮・引張方向で質量体を弾性支持してもよく、あるいは、質量体の振動方向に対してせん断方向で質量体を弾性支持す

質量体4は筒状をなし、その内周径は回転軸1の外周径よりも大きく設定されている。一方の弾性脚部2はリング状をなしており、質量体4の端部4aの内周部にこれの周方向へ連続している。弾性脚部3は、円錐面3dおよび3eをもつ円錐リング状のバネ部3aと、バネ部3aに連続するリング状の固定部3bとで形成されている。なお、質量体4は弾性脚部2、3に連続する膜状被覆部5で被覆されている。

本実施例のダイナミックダンパを使用するには、第1図に示すように、ダイナミックダンパの弾性脚部2および弾性脚部3を回転軸1の外側に圧入する。そして、他方の弾性脚部3の固定部3bをバンド7で締めて回転軸1に固定する。このとき回転軸1の外周部と膜状被覆部5との間に隙間6が形成されている。本実施例では、弾性脚部2は、回転軸1の外周部と質量体4の内周部とで押圧されているので厚み方向へ圧縮されている。

ここで、回転軸1に有害振動が励起され、質量体4が振動すると、弾性脚部2には基本的には圧

特開平2-221731(3)

縮・引張り方向の荷重が作用する。故に、弾性脚部2は、質量体4の振動方向に対して圧縮・引張り方向で質量体4を弾性支持している。よって一方の弾性脚部2のバネ定数 K_1 は、基本的には圧縮・引張りバネ定数によつて与えられる。

一方、回転軸1の回転時に質量体4が振動すると、弾性脚部3のバネ部3aには基本的にはせん断方向の荷重が作用する。故に、弾性脚部3は、質量体4の振動方向に対して基本的にはせん断方向で質量体4を弾性支持している。よって他方の弾性脚部3のバネ部3aのバネ定数 K_2 は、基本的にはせん断バネ定数によつて与えられる。ここで前記したように、せん断バネ定数は、一般的には圧縮・引張りバネ定数に比較して数分の1から数百分の1とかなり小さいものであり、従つて他方の弾性脚部3のバネ部3aのバネ定数 K_2 は、一方の弾性脚部2のバネ定数 K_1 に比較して小さいものである。

上記したように本実施例では、弾性脚部3のバネ部3aのバネ定数 K_2 は、弾性脚部2のバネ定

数 K_1 よりも小さい。従つて、弾性脚部2で支持する質量体4の支持質量を M_1 とし、弾性脚部3のバネ部3aで支持する質量体4の支持質量を M_2 とすると、バネ定数 K_1 と支持質量 M_1 との比率は、バネ定数 K_2 と支持質量 M_2 との比率と異なるように設定されている。

ここで前記したように本実施例では、弾性脚部3のバネ部3aのバネ定数 K_2 は弾性脚部2のバネ定数 K_1 よりも小さく設定されているので、弾性脚部3のバネ部3a側の固有振動数は弾性脚部2側の固有振動数よりも低くなる。

ところで本実施例では、回転軸1がこれの周方向へ回転すると、回転軸1に取付けられているダイナミックダンバも同様に回転する。ここで、回転軸1の回転時にアンバランス等に起因して有害振動が励起されると、ダイナミックダンバが機能するものである。ここで、回転軸1の振動数が次第に増加していく場合を考えると、まず、回転軸1の振動数が低い場合には、バネ定数の大きな弾性脚部2側は固有振動数が高いのでほとんど共振

せず、従つて、バネ定数が小さく固有振動数が低い弾性脚部3のバネ部3aを介して、質量体4の部位4b側が矢印P1方向で共振する。

そして振動数が増加すると、バネ定数が大きく固有振動数が高い弾性脚部2を介して、質量体4の部位4a側が弾性脚部3をほぼ支点として矢印P2方向で共振する。即ち、振動数の変動につれて、質量体4の部位4aが主に共振したり、部位4aの反対側に位置する部位4bが主に共振したりする。そのため制振効果を得るためのダイナミックダンバの振動数域を従来よりも広くするのに有利である。

又従来より広い振動数範囲において制振効果を得ることができるので、ダイナミックダンバの使用温度範囲が変化したため温度の影響で弾性脚部2、3のバネ定数が変化する場合においても、ダイナミックダンバの制振作用に与える温度変化の影響を少なくできる。

次に、本発明のダイナミックダンバの第2実施例について第4図および第5図を参照して説明す

る。このダイナミックダンバは、せん断タイプであり、ゴム製の2個の弾性脚部12、13と、弾性脚部12、13で弾性支持された金属製の1個の質量体14とで構成されている。質量体14は第1実施例と同様に筒状をなし、その内周径は回転軸1の外周径よりも大きく設定されている。一方の弾性脚部12は、円錐面12dをもつバネ部12aと、バネ部12aに連続するリング状の固定部12bとで形成されている。他方の弾性脚部13は、円錐面13dおよび13eをもつ円錐リング状のバネ部13aと、バネ部13aに連続するリング状の固定部13bとで形成されている。なお、質量体14は弾性脚部12、13に連続する膜状被覆部15で被覆されている。

第2実施例のダイナミックダンバを使用するには、第1実施例と同様に、第4図に示すように、ダイナミックダンバの弾性脚部12および弾性脚部13を回転軸1の外側に圧入する。そして、一方の弾性脚部12の固定部12b、他方の弾性脚部13の固定部13bをバンド7で締めて回転軸

特開平2-221731(4)

1に固定する。このとき第1実施例と同様に回転軸1の外周部と膜状被覆部15との間に隙間16が形成されている。

ここで、回転軸1の回転時に質量体4が振動すると、弾性脚部12、弾性脚部13には基本的にはせん断方向の荷重が作用する。故に、弾性脚部12、弾性脚部13は、質量体4の振動方向に対して基本的にはせん断方向で質量体4を弾性支持している。よって弾性脚部12のバネ部12aのバネ定数K3、弾性脚部13のバネ部13aのバネ定数K4は、せん断バネ定数で基本的には定まる。

第2実施例においては、断面積の小さな弾性脚部12のバネ部12aのバネ定数K3が断面積の大きな弾性脚部13のバネ部13aのバネ定数K4よりも小さく設定されている。従って、第2実施例においても、一方の弾性脚部12のバネ定数K3とその弾性脚部12で支持する質量体14の支持質量M3との比率は、他方の弾性脚部13のバネ定数K4とその弾性脚部13で支持する質量

体14の支持質量M4との比率と異なる。

ここで第2実施例では前述したように、断面積の小さな弾性脚部12のバネ部12aのバネ定数K3が断面積の大きな弾性脚部13のバネ部13aのバネ定数K4よりも小さく設定されているので、弾性脚部12側の固有振動数が弾性脚部13側の固有振動数よりも小さくなる。従って、回転軸1の振動数が低い場合には、まず、バネ定数が小さく固有振動数が低い弾性脚部12のバネ部12aを介して、質量体14の部位14a側が共振する。そして振動数が増加すると、バネ定数が大きくて固有振動数が高い弾性脚部13のバネ部13aを介して質量体14の部位14b側が共振する。そのため第2実施例においても、第1実施例の場合と同様に、制振効果を得るためのダイナミックダンパの振動数域を広くするのに有利である。

なお、第3図は第2実施例のダイナミックダンパを自動車の回転軸としてのドライブシャフトに取付けた状態を示す側面図である。

次に、本発明のダイナミックダンパの第3実施

例について第6図を参照して説明する。このダイナミックダンパは、ゴム製の2個の弾性脚部22、23と、弾性脚部22、23で弾性支持された金属製の1個の質量体24とで構成されている。質量体24は筒状をなしており、薄肉部24aと厚肉部24bとで形成されている。一方の弾性脚部22は、円錐面22d、22eをもつバネ部22aと、バネ部22aに連続するリング状の固定部22bとで形成されている。他方の弾性脚部23は、円錐面23dおよび23eをもつ円錐リング状のバネ部23aと、バネ部23aに連続するリング状の固定部23bとで形成されている。なお、質量体24は弾性脚部22、23に連続する膜状被覆部25で被覆されている。

第3実施例のダイナミックダンパを使用するには、前記した各実施例と同様に、第6図に示すように、ダイナミックダンパの弾性脚部22および弾性脚部23を回転軸1の外側に挿入する。そして第1実施例と同様に、一方の弾性脚部22の固定部22b、他方の弾性脚部23の固定部23b

をバンド7で締めて固定する。このとき回転軸1の外周部と膜状被覆部25との間に隙間26が形成されている。ここで、質量体24が振動すると、弾性脚部22のバネ部22a、弾性脚部23のバネ部23aには基本的にはせん断方向の荷重が作用する。故に、弾性脚部22のバネ部22a、弾性脚部23のバネ部23aは、質量体24の振動方向に対して基本的にはせん断方向で質量体24を弾性支持している。よって第2実施例と同様に、弾性脚部22のバネ部22aのバネ定数K5、弾性脚部23のバネ部23aのバネ定数K6は、せん断バネ定数で基本的には定まる。

第3実施例においては、弾性脚部22のバネ部22aのバネ定数K5と弾性脚部23のバネ部23aのバネ定数K6とはほぼ同じ値であるが、質量体24の薄肉部24aの質量は厚肉部24bの質量よりも小さく設定されている。従って、第3実施例においても、前記した各実施例と同様に、一方の弾性脚部22のバネ部22aのバネ定数K5とその弾性脚部22で支持する質量体24の支

特開平2-221731(5)

持質量 M_5 との比率は、他方の弾性脚部23のバネ部23aのバネ定数 K_6 とその弾性脚部23で支持する質量体24の支持質量 M_6 との比率と異なる。

ここで前記したように、質量体24の薄肉部24aの質量は厚肉部24bの質量よりも小さく設定されているので、厚肉部24b側を弾性支持する弾性脚部23のバネ部23a側の固有振動数は、薄肉部24aを弾性支持する弾性脚部22のバネ部22a側の固有振動数よりも小さくなる。

従って、回転軸1の振動数が低い場合には、まず、質量の大きな厚肉部24bがこれを支持するバネ部23aを介して弾性脚部22を支点として共振する。そして振動数が増加すると、質量の小さい質量体24の薄肉部24a側が弾性脚部22のバネ部22aを介して弾性脚部23を中心として共振する。そのため第3実施例においても、制振効果を得るためのダイナミックダンパの振動数域を広くするのに有利である。

次に、本発明のダイナミックダンパの第4実施

例について第7図を参照して説明する。このダイナミックダンパは、基本的には第6図に示すダイナミックダンパと同じ構成である。但し、筒状の質量体34は、筒状の軽量部34aと、軽量部34aに接続された同径の筒状の重量部34bとで形成されている。重量部34bは、軽量部34aの材料よりも比重の大きな材料で形成されている。

ここで、質量体34の軽量部34aの質量は重量部34bの質量よりも小さく設定されているので、重量部34b側を弾性支持する弾性脚部23のバネ部23a側の固有振動数は、軽量部34aを弾性支持する弾性脚部22側の固有振動数よりも小さくなる。従って、回転軸1の振動数が低い場合には、まず、質量の大きな重量部34bがこれを支持するバネ部23aを介して弾性脚部22を支点として共振する。そして振動数が増加すると、質量の小さい質量体34の軽量部34a側が弾性脚部22のバネ部22aを介して弾性脚部23を中心として共振する。従って第4実施例においても、制振効果を得るためのダイナミックダン

パの振動数域を広くするのに有利である。

[発明の作用及び効果]

本発明では、回転軸で有害振動が助起されると、ダイナミックダンパの質量体が共振する。これにより回転軸の有害振動は抑制される。

本発明によれば、広い振動数範囲において制振効果を奏するダイナミックダンパを提供することができる。

特に、制振効果を奏する振動数範囲を広くできるので、ダイナミックダンパの使用環境温度が変化したため弾性脚部のバネ定数が変動する場合においても、温度変化の影響の少ない制振効果を期待できる。

4. 図面の簡単な説明

第1図および第2図は本発明の第1実施例を示し、第1図はダイナミックダンパの断面図、第2図は側面図である。第3図は適用例を示す側面図である。

第4図および第5図は本発明の第2実施例を示し、第4図はダイナミックダンパの断面図、第5

図は側面図である。

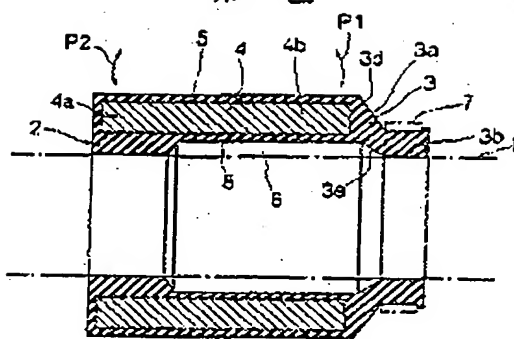
第6図は本発明の第3実施例を示すダイナミックダンパの断面図、第7図は本発明の第4実施例を示すダイナミックダンパの断面図である。

図中、2は弾性脚部、3は弾性脚部、4は質量体を示す。

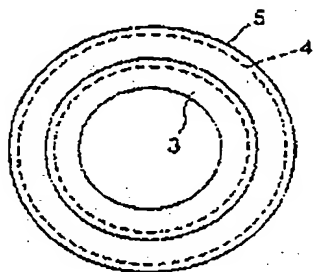
特許出願人 東海ゴム工業株式会社
代理人 弁理士 大川 宏

特開平2-221731 (6)

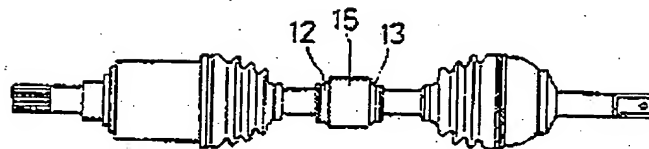
第 1 図



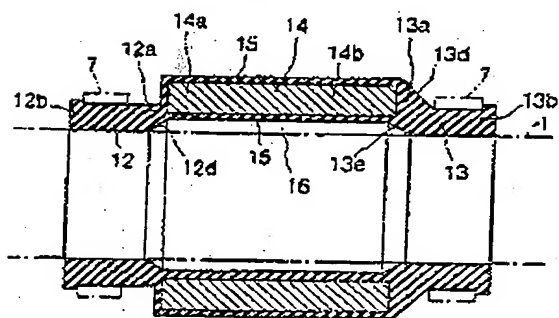
第 2 図



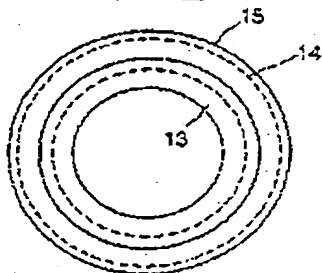
第 3 図



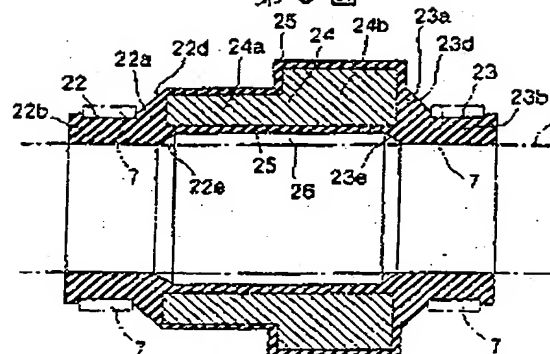
第 4 図



第 5 図



第 6 図



第 7 図

